

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 07-083084

(43)Date of publication of application : 28.03.1995

(51)Int.Cl.

F02D 29/04
E02F 9/22
F02D 29/00
F02D 29/02
F04B 49/00
F15B 11/00

(21)Application number : 05-230291

(71)Applicant : HITACHI CONSTR MACH CO LTD

(22)Date of filing : 16.09.1993

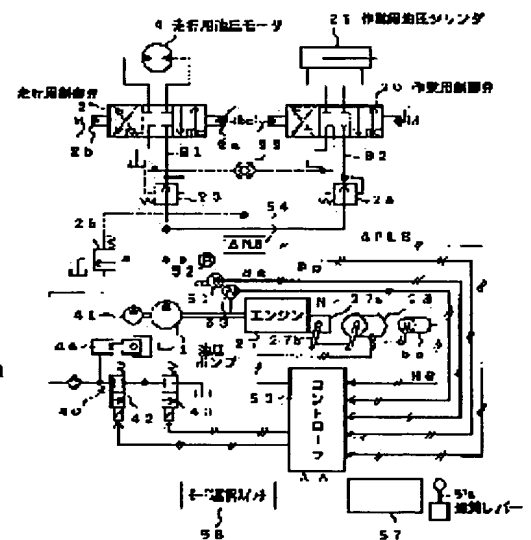
(72)Inventor : TATSUMI AKIRA

(54) HYDRAULIC CONSTRUCTION MACHINE

(57)Abstract:

PURPOSE: To constitute multifunctional and high performance construction machine inexpensively by controlling a hydraulic pump in accordance with a first mode consisting of low engine speed and high pump input torque and a second mode consisting of high engine speed and low pump input torque.

CONSTITUTION: Engine speed of an engine 27 driving a variable displacement type hydraulic pump 1 is controlled as a governor lever 27b of a governor 27a is turned by a pulse motor 28. Discharge oil of the hydraulic pump 1 is respectively introduced to each of hydraulic cylinders 4, 21 for travelling and working through each of control valves 2, 20 for travelling and working. In the meantime, a tilt angle, that is, displacement volume of the hydraulic pump 1 is controlled by a regulator, for example, by a tilt angle control device 40. In this case, by a controller 50, the hydraulic pump 1 is controlled in accordance with a first mode consisting of low engine speed and high pump input torque and a second mode consisting of high engine speed and low pump input torque which are selected by a mode selection switch 58.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 12.05.2000

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 30.04.2002

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平7-83084

(43) 公開日 平成7年(1995)3月28日

(51) Int. Cl. ⁶	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 2 D 29/04		H		
E 0 2 F 9/22		K		
F 0 2 D 29/00		B		
29/02		J		
		8512-3H	F 1 5 B 11/ 00	F
		審査請求 未請求	請求項の数 9	O L (全 12 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平5-230291

(22) 出願日 平成5年(1993)9月16日

(71) 出願人 000005522

日立建機株式会社

東京都千代田区大手町2丁目6番2号

(72) 発明者 辰巳 明

茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株

式会社土浦工場内

(74) 代理人 弁理士 武 顕次郎 (外2名)

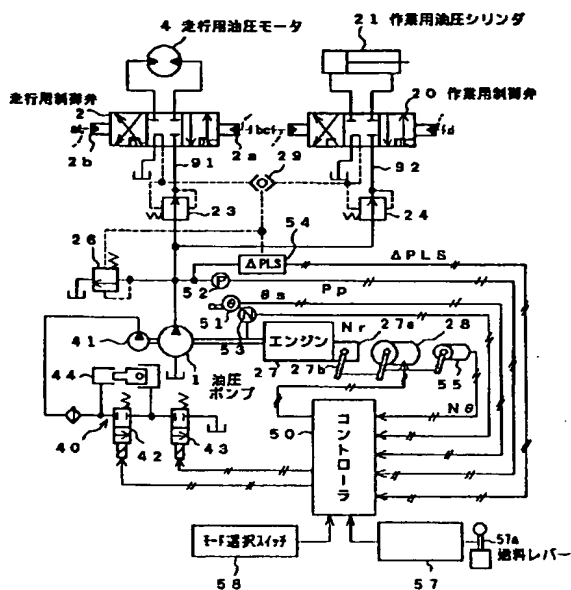
(54) 【発明の名称】 油圧建設機械

(57) 【要約】

【目的】 可変容量油圧ポンプを大容量化したり、通常作業時におけるエンジン回転数を高めに設定することなく、低負荷時に多量のポンプ流量を必要とする作業をも良好に行うことができる油圧建設機械を提供する。

【構成】 エンジン27と、該エンジンの回転制御装置28と、該エンジンにて駆動される可変容量油圧ポンプ1と、該油圧ポンプの入力トルクを設定するレギュレータ44と、該可変容量油圧ポンプから吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータ4、21とを備えた油圧建設機械に適用される。コントローラ50に、第1のエンジン回転数と第1のポンプ入力トルクとを組み合わせた第1のモード及び上記第1のエンジン回転数よりも高い第2のエンジン回転数と上記第1のポンプ入力トルクよりも小さい第2のポンプ入力トルクとを組み合わせた第2のモードを設定する。低負荷時に大ポンプ流量が要求される作業を行う際にはモード選択スイッチ58にて上記第2のモードを選択し、それ以外の通常作業時にはモード選択スイッチにて上記第1のモードを選択する。

【図1】



【特許請求の範囲】

【請求項1】 エンジンと、該エンジンの回転速度を制御する回転制御装置と、上記エンジンにて駆動される可変容量油圧ポンプと、該可変容量油圧ポンプの入力トルクを設定するレギュレータと、上記可変容量油圧ポンプから吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータとを備えた油圧建設機械において、
第1のエンジン回転数と第1のポンプ入力トルクとを組み合わせた第1のモードを設定すると共に、上記第1のエンジン回転数よりも高い第2のエンジン回転数と上記第1のポンプ入力トルクよりも小さい第2のポンプ入力トルクとを組み合わせた第2のモードを設定するモード設定手段と、該モード設定手段に設定された上記第1のモード又は上記第2のモードを選択し、選択したモードに応じたエンジン回転数信号及びポンプ入力トルク信号を出力するモード選択手段とを備えたことを特徴とする油圧建設機械。

【請求項2】 請求項1に記載の油圧建設機械において、上記モード選択手段は、低負荷時に多量のポンプ吐出流量が要求される作業を行う際には上記第2のモードを選択し、それ以外の通常作業時には上記第1のモードを選択することを特徴とする油圧建設機械。

【請求項3】 請求項2に記載の油圧建設機械において、低負荷時に多量のポンプ吐出流量が要求される作業を検出する作業検出手段を設け、上記モード選択手段は上記作業検出手段からの信号に応じ、上記第1のモード又は第2のモードのいずれかのモードを選択することを特徴とする油圧建設機械。

【請求項4】 請求項1又は2に記載の油圧建設機械において、操作者によって操作されるモード選択スイッチを設け、上記モード選択手段は上記モード選択スイッチからの信号に応じ、上記第1のモード又は第2のモードのいずれかのモードを選択することを特徴とする油圧建設機械。

【請求項5】 請求項1～4のいずれかに記載の油圧建設機械において、エンジンの目標回転数を設定する手段と、この目標回転数設定手段の操作量を検出する目標回転数設定手段の操作量検出手段を設け、上記エンジン回転数は上記操作量検出信号に応じて、上記第1のモード又は第2のモードに対応する各々の特性で制御するようにしたことを特徴とする油圧建設機械。

【請求項6】 請求項1～5のいずれかに記載の油圧建設機械において、エンジンの目標回転数を検出する目標回転数検出手段と、実際のエンジン回転数を検出する実回転数検出手段と、上記目標回転数と実回転数との回転数偏差に応じ、上記ポンプ入力トルクを補正する補正手段とを設け、上記第1のモード又は第2のモードに対応して、このポンプ入力トルクの補正量を変更することを特徴とする油圧建設機械。

【請求項7】 請求項6に記載の油圧建設機械におい

て、上記モード設定手段には、上記第1のモード及び第2のモードとも、上記エンジンの目標回転数が所定回転数以上の領域で上記ポンプ入力トルクが小さくなるように設定したことを特徴とする油圧建設機械。

【請求項8】 請求項6又は7に記載の油圧建設機械において、上記モード設定手段には、上記エンジンの目標回転数に対応するエンジンの出力トルクを超えない範囲で上記ポンプ入力トルクを設定したことを特徴とする油圧建設機械。

10 【請求項9】 請求項1～8のいずれかに記載の油圧建設機械において、上記モード設定手段には、上記第1のモードが選択されたときの上記可変容量油圧ポンプの入力馬力と、上記第2のモードが選択されたときの上記可変容量油圧ポンプの入力馬力とがほぼ等しくなるように、上記エンジン回転数及びポンプ入力トルクが設定されることを特徴とする油圧建設機械。

【発明の詳細な説明】

【0001】

20 【産業上の利用分野】 本発明は、油圧ショベル等の油圧建設機械に係り、特に油圧建設機械に搭載されるエンジン及び可変容量油圧ポンプの駆動制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 従来より、例えば特開昭62-233430号公報、実公平3-29559号公報、特開昭62-58033号公報等に記載されているように、油圧ショベル等の油圧建設機械には、種々の走行条件及び作業条件に応じて最適なエンジン出力特性あるいは可変容量油圧ポンプの吐出特性を得るべく、駆動制御装置を備えたものが提案されている。

30 【0003】 特開昭62-233430号公報に記載のものは、掘削等の作業時及び走行時のエンジン出力特性をそれぞれ最適化すべく、作業に適したエンジン出力特性を持つ第1の最大燃料噴射量と、走行に適したエンジン出力特性を持つ第2の最大燃料噴射量とを予め記憶しておき、建設機械が作業状態にある場合には前記第1の最大燃料噴射量をエンジン回転速度に基づいて予め設定される最大噴射量として選択し、走行状態にある場合には前記第2の最大燃料噴射量を前記最大噴射量として選択するようにしたものである。

40 【0004】 実公平3-29559号公報に記載のものは、重掘削時等には多大の作業量が要求され、軽掘削時等には少ない作業量で済むという前提のもとに、軽掘削時等における燃料消費率や騒音等を低減すべく、作業の種類に基づいて設定される原動機の複数の最高回転数のうちで重作業に基づき予め定められる第1の最高回転数と、該第1の最高回転数の出力トルクを越えない範囲の可変容量油圧ポンプの最大傾転角とを組み合わせた第1のモードを設定するとともに、上記複数の最高回転数のうちで軽作業に基づき予め定められ上記第1の最高回転数よりも小さい第2の最高回転数と、該第2の最高回転

数の出力トルクを越えない範囲の可変容量油圧ポンプの複数の最大傾転角のうちで予め定められる上記第1の最大傾転角よりも大きい第2の最大傾転角とを組み合わせた第2のモードを設定する設定手段を備え、この設定手段によって設定された設定値に応じて選択的に原動機を駆動し、上記可変容量油圧ポンプの吐出量を制御するようにしたものである。

【0005】特開昭62-58033号公報に記載のものは、上記第2例に比べてさらに細かなモード分けを行い、高速走行、低速走行、重作業、軽作業の各状態に応じてオペレータが作動体を操作できるようにしたものであって、原動機の最高回転数可変手段と、可変容量油圧ポンプの最大吐出し容積可変手段と、変更しうる複数の最高回転数のうちの1つと変更しうる複数の最大吐出し容積のうちの1つとを対応づけて1つの組とし、これをあらかじめ複数組設定し、上記作動体の作動形態に対応して該複数組のうちの1組を選択する設定・選択手段と、上記作動体の目標とする作動形態を指示する指示手段と、上記アクチュエータが作動状態にあるかどうか検出する検出手段とを備え、上記指示手段及び検出手段から出力される信号に基づいて上記設定・選択手段で選定された値に応じて上記最高回転数可変手段及び最大吐出し容積可変手段を駆動するようにしたものである。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】ところで、建設機械で行われる作業の中には、例えばバケットクラウド（バケットを手前に引く作業）や作業機に破碎機を装着して行う岩石等の破碎作業など、低負荷時に多量のポンプ流量を必要とする作業がある。しかるに、上記公知例にはこの点について全く配慮されておらず、かかる作業を実現するためにはいずれも大容量のポンプを搭載するか、あるいはエンジン回転数を高めに設定することが必要になる。大容量のポンプを搭載すると建設機械がコスト高になり、エンジン回転数を高めに設定すると、通常作業時（低負荷時に多量のポンプ流量を必要とする作業以外の作業時及び走行時）に、燃料消費率の増加、ヒートバランスの悪化、騒音の増大といった種々の問題が発生する。

【0007】本発明は、かかる従来技術の不都合を解決するためになされたものであって、その目的は、可変容量油圧ポンプを大容量化したり、通常作業時におけるエンジン回転数を高めに設定することなく、低負荷時に多量のポンプ流量を必要とする作業をも良好に行うことができる油圧建設機械を提供することにある。

【0008】

【課題を解決するための手段】本発明は、上記の目的を達成するため、エンジンと、該エンジンの回転速度を制御する回転制御装置と、上記エンジンにて駆動される可変容量油圧ポンプと、該可変容量油圧ポンプの入力トルクを設定するレギュレータと、上記可変容量油圧ポンプ

から吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータとを備えた油圧建設機械において、第1のエンジン回転数と第1のポンプ入力トルクとを組み合わせた第1のモードを設定すると共に、上記第1のエンジン回転数よりも高い第2のエンジン回転数と上記第1のポンプ入力トルクよりも小さい第2のポンプ入力トルクとを組み合わせた第2のモードを設定するモード設定手段と、該モード設定手段に設定された上記第1のモード又は上記第2のモードを選択し、選択したモードに応じたエンジン回転数信号及びポンプ入力トルク信号を出力するモード選択手段とを備える構成とした。

【0009】上記モード選択手段は、低負荷時に多量のポンプ吐出流量が要求される作業を行う際には上記第2のモードを選択し、それ以外の通常作業時には上記第1のモードを選択するものとして行うことができる。なお、各モードの選択に関し、低負荷時に多量のポンプ吐出流量が要求される作業を検出する作業検出手段を別途設け、上記モード選択手段が上記作業検出手段からの信号に応じて、上記第1のモード又は第2のモードのいずれかを自動的に選択するようになすこともできし、操作者によって操作されるモード選択スイッチを別途設け、上記モード選択手段が上記モード選択スイッチからの信号に応じて、手動にて上記第1のモード又は第2のモードのいずれかを選択するようになすこともできる。

【0010】また、上記の油圧建設機械には、エンジンの目標回転数を設定する目標回転数設定手段と、この目標回転数設定手段の操作量を検出する操作量検出手段とを設け、上記エンジン回転数が上記操作量検出信号に応じて、上記第1のモード又は第2のモードに対応する各々の特性で制御されるようにすることもできる。また、エンジンの目標回転数を検出する目標回転数検出手段と、実際のエンジン回転数を検出する実回転数検出手段と、上記目標回転数と実回転数との回転数偏差に応じ、上記ポンプ入力トルクを補正する補正手段とを設け、上記第1のモード又は第2のモードに対応して、ポンプ入力トルクの補正量を変更するようになすこともできる。この場合、上記モード設定手段には、上記第1のモード及び第2のモードとも、上記エンジンの目標回転数が所定回転数以上の領域で上記ポンプ入力トルクが小さくなるように設定することができる。さらに、これらの場合には、上記モード設定手段には、上記エンジンの目標回転数に対応するエンジンの出力トルクを越えない範囲で上記ポンプ入力トルクを設定することができる。

【0011】また、これらの油圧建設機械においては、上記モード設定手段に、上記第1のモードが選択されたときの上記可変容量油圧ポンプの入力馬力と、上記第2のモードが選択されたときの上記可変容量油圧ポンプの入力馬力とがほぼ等しくなるように、上記エンジン回転数及びポンプ入力トルクを設定することができる。

【0012】

【作用】図7に示すように建設機械に搭載されるエンジンは、一般に中速回転域で出力トルクが大きく、高回転になるにしたがって出力トルクが小さくなる。一方、燃料消費率は、同図に示すように、中速回転域で良く、高回転になるにしたがって悪くなる。さらに、建設機械に搭載されるエンジンには、通常エンジン回転数を制御するためのRSVガバナが付設されるが、かかるエンジンにおいては、RSVガバナの特性上、ガバナレバー位置（エンジンの目標回転数）を一定にした場合、負荷（可変容量油圧ポンプの入力トルク）が小さくなるにしたがって燃料消費率が悪くなる。一般に建設機械に搭載されるエンジンの馬力は、当該建設機械の作業量、フロント強度、ヒートバランス等を考慮して設定されるが、所要の作業量に対応するエンジン出力馬力が得られる範囲であれば、できるだけエンジン回転数を低くした方が、燃料消費率及びヒートバランスの改善、それに騒音の低減等を図る上で好ましい。

【0013】エンジンの出力馬力 P は、 C を定数、 T を可変容量油圧ポンプの入力トルク、 N をエンジン回転数としたとき、 $P = C \cdot T \cdot N$ の関係にあるから、エンジン回転数 N を下げて、可変容量油圧ポンプの入力トルク T を大きくすれば、一定の馬力 P を確保することができる。図7の例では、可変容量油圧ポンプの入力トルク T_1 、 T_2 （ $T_1 > T_2$ ）及びエンジン回転数 N_1 、 N_2 （ $N_1 < N_2$ ）を $P = C \cdot T_1 \cdot N_1 = C \cdot T_2 \cdot N_2$ となるように設定することにより、 N_2 から N_1 にエンジン回転数を下げた場合にも所望のエンジン馬力 P を確保することができる。但し、エンジン回転数を低下すると、図8に特性線Aで示すように、エンジン回転数を高くした場合（図8の特性線B）に比べて、低負荷時のポンプ流量が少なくなる。

【0014】しかしながら、通常作業時には、所望の作業量が確保できれば、低負荷時におけるポンプ流量は少なくても足りる。そこで、通常作業時には、低いエンジン回転数と大きいポンプ入力トルクとを組み合わせた第1のモードを割り当て、低負荷時に多量のポンプ流量が必要な破砕等の作業時には、高いエンジン回転数と小さいポンプ入力トルクとを組み合わせた第2のモードを割り当ててエンジン回転数及びポンプ入力トルクを制御すれば、可変容量ポンプを大容量化したり、通常作業時におけるエンジン回転数を高めに設定することなく、低負荷時に多量のポンプ流量が必要な破砕等の作業を行うことができる。よって、多機能かつ高性能の建設機械を安価に提供できると共に、通常作業時における燃料消費率を良くすることができ、燃料消費率の改善に伴ってエンジン冷却水への放熱量が小さくなるのでヒートバランスを良くすることができ、さらには、エンジン回転数の低減に伴って騒音を低減することができる。

【0015】

【実施例】

〈第1実施例〉図1～図4により、本発明の第1実施例を説明する。第1実施例に係る油圧建設機械は、選択されたモード信号に応じてエンジン回転数に対応する出力トルクを超えない範囲にポンプ入力トルクを制御する、いわゆるスピードセンシングの制御量を変更することを特徴とする。

【0016】図1は本実施例に係る油圧建設機械の構成図であって、1は可変容量油圧ポンプ、27はこの可変容量油圧ポンプを駆動するエンジンである。エンジン27の回転数は、ガバナ27aのガバナレバー27bをバルスマータ28により回転することによって制御される。そして、このエンジン回転数に応じた可変容量油圧ポンプ1の吐出油が走行用制御弁2を介して走行用油圧モータ4に導かれるとともに、作業用制御弁20を介して作業用油圧シリンダ21に導かれる。

【0017】この油圧建設機械には、図示しない前後進切換弁、ペダルによって操作されるパイロット弁、それにパイロット油圧ポンプが備えられており、例えば前後進切換弁を前進に切換えてパイロット弁のペダルを操作すると、パイロット油圧ポンプからの吐出油が油圧パイロット式の走行用制御弁2のパイロットポート2aに導かれ、該走行用制御弁2がパイロット油圧に応じたストローク量で切換わる。これにより、可変容量油圧ポンプ1からの吐出油が管路91、圧力補償弁23、走行用制御弁2を経て走行用油圧モータ4に供給され、車両が走行する。車両の速度は、上記ペダルの踏込量に依存する。

【0018】また、この油圧建設機械には、図示しないスローリターン弁が備えられており、走行中にペダルを離すと、パイロット弁が圧油を遮断し、その出口ポートがタンクと連通される。この結果、パイロットポート2aに作用していた圧油が前後進切換弁、スローリターン弁、パイロット弁を介してタンクに戻る。このとき、スローリターン弁の絞りによって戻り油が絞られるから、パイロット式制御弁2は徐々に中立位置に切り替わりながら車両が徐々に減速されていく。

【0019】さらにこの油圧建設機械には、図示しない作業レバー及び減圧弁が備えられており、作業レバーを操作すると、その操作量に応じて減圧弁で減圧された圧力により油圧パイロット式の作業用制御弁20が切り替わり、可変容量油圧ポンプ1からの吐出油が管路92、圧力補償弁24及び制御弁20を介して作業用油圧シリンダ21に導かれ、該作業用油圧シリンダ21の伸縮によりブームなどの作業用アタッチメントが昇降する。ここで、圧力補償弁23、24は、走行用油圧モータ4と作業用油圧シリンダ21の作動を独立に補償させ、これらにそれぞれの負荷圧よりも所定圧だけ高い圧力を可変容量油圧ポンプ1から供給させるようにするものである。

【0020】可変容量油圧ポンプ1の傾転角、すなわち押除け容積は、レギュレータ、例えば傾転角制御装置4

0により制御される。傾転角制御装置40は、エンジン27により駆動される油圧ポンプ41と、一対の電磁弁42、43と、電磁弁42、43の切換えに応じて油圧ポンプ41からの圧油によりピストン位置が制御されるサーボシリンダ44とからなり、サーボシリンダ44のピストン位置に応じて可変容量油圧ポンプ1の傾転角が制御される。ここで、一対の電磁弁42、43はコントローラ50により切換制御される。

【0021】図中の符号51は、可変容量油圧ポンプ1の傾転角 θ_s を検出する傾転角センサ、52は可変容量油圧ポンプ1の吐出圧力 P_p を検出する圧力センサ、53はエンジン27の回転数 N_r を検出する回転数センサ、54は可変容量油圧ポンプ1の吐出圧力とアクチュエータの最大負荷圧力（可変容量油圧ポンプ1の負荷圧力と油圧シリンダ21の負荷圧力のうちの大きい方の値であり、シャトル弁29にて選択されたものである）との差圧、つまりロードセンシング差圧（以下、LS差圧） ΔPLS を検出する差圧センサである。また、55はガバナレバー27bの回動量（制御回転数） N_θ を検出するポテンシオメータであり、これらの各センサの検出結果は、コントローラ50に入力される。57は燃料レバー57aの手動操作に応じた回転数 X を指令する回転数設定装置であり、その指令信号もコントローラ50に入力される。さらに、58はモード選択手段、例えばモード選択スイッチであり、エンジン回転数及びポンプ入力トルクの組合せを、通常作業時に適した第1のモードと、例えば破碎作業など低負荷時に大ポンプ流量が要求される作業に適した第2のモードとに切換える。なお、第1のモードは、低エンジン回転数と高ポンプ入力トルクとの組合せからなり、第2のモードは、高エンジン回転数と低ポンプ入力トルクとの組合せからなる。この点については、後に図3及び図4を用いてさらに詳しく説明する。このモード選択スイッチ58の状態もコントローラ50に入力される。

【0022】コントローラ50には、図2に示すようなポンプ傾転角を制御するための傾転角制御回路60が備えられている。この制御回路60は、ロードセンシング制御部（以下、LS制御部）61と、トルク制御部100と、最小値選択部63と、サーボ制御部64とからなる。

【0023】LS制御部61は、目標差圧 $\Delta PLSR$ と、差圧センサ54で検出されたLS差圧 ΔPLS との偏差 $\Delta(PLS)$ を演算し、この偏差 $\Delta(PLS)$ から目標値の変化量 $\Delta\theta_L$ を演算し、これを積分してロードセンシング制御のための目標ポンプ傾転角 θ_L を求めて出力する。

【0024】トルク制御部100は、目標トルク T_{po} を演算する目標トルク演算部101と、目標トルク演算部101で求められた目標トルク T_{po} に圧力センサ52で検出されたポンプ吐出圧力 P_p の逆数を乗じて傾転

角演算を行う演算部102と、演算部102で求められた値 θ_{ps} に一次遅れ要素のフィルタをかけて入力トルク制御のための目標ポンプ傾転角 θ_T を求める傾転角演算部103とを有している。上記目標トルク演算部101は、回転数センサ53で検出されたエンジン回転数 N_r と、ポテンシオメータ55で検出されたガバナレバー位置（制御回転数） N_θ との偏差から補正トルク ΔT を演算してスピードセンシングを行い、この偏差 ΔT からエンジンストールを防止するための目標トルク T_{po} を演算する。

【0025】図3は上記目標トルク演算部101の詳細を示している。同図に示すように、本例の目標トルク演算部101は、4つの関数発生器101a~101dと、2つの切換器101e、101fと、偏差器101gと、補正トルク演算部101hと、加算器101iとを有している。

【0026】上記4つの関数発生器101a~101dには、ポテンシオメータ55で検出された原動機のガバナレバー位置 N_θ がそれぞれ入力される。第1の関数発生器101aは、入力されたガバナレバー位置 N_θ に応じて図示の特性を有する第1の目標トルク T_{r1} を出力する。これに対して、第2の関数発生器101bは、入力されたガバナレバー位置 N_θ が予め定められた値以上になったとき、図示のように上記第1の目標トルク T_{r1} よりも大きな第2の目標トルク T_{r2} を出力する。また、第3の関数発生器101cは、入力されたガバナレバー位置 N_θ に応じて図示の特性を有する第1の基準回転数 N_{s1} を出力する。これに対して、第4の関数発生器101dは、入力されたガバナレバー位置 N_θ に応じて、図示のように上記第1の基準回転数 N_{s1} よりも常に大きな第2の基準回転数 N_{s2} を出力する。

【0027】第1の切換器101e及び第2の切換器101fは、モード選択スイッチ58が通常作業に適した第1のモード側に切換えられたとき、共に接点a側に切換えられ、モード選択スイッチ58が例えば破碎作業など低負荷時に大ポンプ流量が要求される作業に適した第2のモード側に切換えられたとき、共に接点b側に切換えられる。したがって、モード選択スイッチ58が上記第1のモード側に切換えられたときには、第2の関数発生器101bからの第2の目標トルク T_{r2} と第4の関数発生器101dからの第2の基準回転数 N_{s2} との組合せが第1の切換器101e及び第2の切換器101fから取り出され、またモード選択スイッチ58が上記第2のモード側に切換えられたときには、第1の関数発生器101aからの第1の目標トルク T_{r1} と第3の関数発生器101cからの第1の基準回転数 N_{s1} との組合せが第1の切換器101e及び第2の切換器101fから取り出される。

【0028】偏差器101gは、上記第2の切換器101fによって選択された第1の基準回転数 N_{s1} 、又は第

2の基準回転数 N_s と、回転数センサ53にて検出されたエンジンの実際の回転数 N_r との偏差 ΔN ($N_r - N_s$ 又は $N_r - N_s$)を求める。補正トルク演算部101hは、この回転数偏差 ΔN に応じて図示の特性から補正トルク ΔT を求める。この特性によれば、回転数偏差 ΔN が正のときには補正トルクも正になり、回転数偏差 ΔN が負のときには補正トルクも負になり、また、 $|\Delta N|$ の増加にしたがって補正トルク $|\Delta T|$ が増加する。

【0029】加算器101iは、上記第1の切換器101eによって選択された第1の目標トルク T_r 、又は第2の目標トルク T_r に上記補正トルク演算部101hにて求められた補正トルク ΔT を加算し、その値を目標トルク指令値 T_{po} として出力する。以上が目標トルク演算部101の構成である。そして、上述したように、演算部102にてこの目標トルク指令値 T_{po} に圧力センサ52で検出されたポンプ吐出圧力 P_p の逆数を乗じて傾転角演算を行い、さらに傾転角演算部103にて演算部102からの出力値 θ_{ps} に一次遅れ要素のフィルタをかけて入力トルク制御のための目標ポンプ傾転角 θ_T が求められる。

【0030】また、図2において、最小値選択部63は、上記LS制御部61及びトルク制御部100からの2つの目標傾転角 θ_L 、 θ_T のうち小さい方の値を傾転角指令値 θ_r として選択し、サーボ制御部64に出力する。サーボ制御部64は、選択された傾転角指令値 θ_r と、傾転角センサ51により検出された傾転角フィードバック値 θ_s とを比較し、ポンプ傾転角 θ_s が傾転角指令値 θ_r に一致するように傾転角制御装置40の電磁弁42、43を制御する。

【0031】ここで、上記LS制御部61によるロードセンシング制御によれば、LS差圧が一定値になるように可変容量油圧ポンプ1の押除け容積が制御され、上記ポンプ圧がロードセンシング圧よりも所定の目標値だけ高く保持されるので、ポンプ吐出流量が制御弁2又は20の要求流量になるようにポンプ傾転角が制御され、余分な流量を吐出することがなく、絞り損失による無駄がなくなり、燃費及び操作性の向上が図れる。また、トルク制御部100による入力トルク制御によれば、可変容量油圧ポンプ1のトルクがエンジン27の出力トルクの範囲内に保持され、エンジン27に過負荷が作用するのが防止される。

【0032】また、上記コントローラ50には、図4に示すエンジン回転数を制御するためのエンジン回転数制御回路70が設けられている。同図に示すように、本例のエンジン回転数制御回路70は、3つの関数発生器71、72、78と、切り換え器74と、偏差器77とを有している。

【0033】関数発生器71、72には、回転数設定装置57から送られてくる回転数指令値(燃料レバー57

aの操作量)Xがそれぞれ入力される。第1の関数発生器71は、入力された燃料レバー57aの操作量Xに応じて図示の特性を有する第1の目標回転数 N_{x1} を出力する。これに対して、第2の関数発生器72は、入力された燃料レバー57aの操作量Xが予め定められた値以上になったとき、図示のように上記第1の目標回転数 N_{x1} よりも低い第2の目標回転数 N_{x2} を出力する。

【0034】切換器74は、モード選択スイッチ58が通常作業に適した第1のモード側に切換えられたとき接点a側に切換えられ、モード選択スイッチ58が破碎作業などの低負荷時に大ポンプ流量が要求される作業に適した第2のモード側に切換えられたとき接点b側に切換えられる。したがって、モード選択スイッチ58が上記第1のモード側に切換えられたときには、第2の関数発生器72から第2の目標回転数 N_{x2} が切換器74から取り出され、またモード選択スイッチ58が上記第2のモード側に切換えられたときには、第1の関数発生器71から第1の目標回転数 N_{x1} が切換器74から取り出される。

【0035】偏差器77は、上記切換器74から取り出された第1の目標回転数 N_{x1} 又は第2の目標回転数 N_{x2} と、ガバナレバー位置 $N\theta$ との偏差を求める。第3の関数発生器78は、偏差器77より出力された偏差 ΔN が正側の所定値以上のときにはパルスモータ28に正回転方向の信号を与え、また、偏差 ΔN が負側の所定値以下のときにはパルスモータ28に逆回転方向の信号を与える。

【0036】上記目標トルク演算部101に備えられた4つの関数発生器101a~101d及び上記エンジン回転数制御回路70に備えられた2つの関数発生器71、72は、作業モードに応じた最適なポンプ入力トルクとエンジン回転数とを設定するためのモード設定手段を構成する。なお、上記の各関数発生器に予め記憶されるデータは、モード選択スイッチ58によっていずれのモードが選択された場合にも、通常作業を行うに際して同じ作業量が得られるようにするため、上記第1のモードに切り換えられたときの上記可変容量油圧ポンプ1の入力馬力と、上記第2のモードに切り換えられたときの上記可変容量油圧ポンプ1の入力馬力とがほぼ等しくなるように設定することが好ましい。

【0037】以下、上記のように構成された本実施例に係る油圧建設機械の動作について説明する。

【0038】エンジン27が起動された状態で、モード選択スイッチ58が通常作業に適した第1のモード側に切換えられると、目標トルク演算部101に備えられた切換器101e、101fが共に接点a側に切換わり、第2の関数発生器101bから第1の関数発生器101aに設定された第1の目標トルク T_r よりも大きな第2の目標トルク T_r が取り出されると共に、第4の関数発生器101dから第3の関数発生器101cに設定

された第1の基準回転数 N_s 、よりも大きな第2の基準回転数 N_{s2} が取り出される。また、これと同時に、エンジン回転数制御回路70に備えられた切換器74も接点a側に切換わり、第2の関数発生器72から第1の関数発生器71に設定された第1の目標回転数 N_{x1} 、よりも低い第2の目標回転数 N_{x2} が取り出される。

【0039】目標トルク演算部101は、選択された第2の目標トルク T_{r2} 、及び第2の基準回転数 N_{s2} 、から目標トルク指令値 T_{po} を演算するが、 $T_{r2} > T_{r1}$ 、 $N_{s2} > N_{s1}$ の関係にあるので T_{po} の演算値が大きくなり、したがって可変容量油圧ポンプ1の入力トルクが大きくなる。一方、エンジン回転数制御回路70は、第2の関数発生器72から取り出された第2の目標回転数 N_{x2} からパルスモータ28の回転信号を求めるが、 $N_{x2} < N_{x1}$ の関係にあるので、現在のガバナレバー位置 $N\theta$ が大きい場合には、エンジン回転数の偏差 ΔN が大きかつそれが負の値となり、その偏差 ΔN が第3の関数発生器78の不感帯を超える値である場合には、パルスモータ28に逆回転の信号が供給されてエンジン回転数が低下する。また、現在のガバナレバー位置 $N\theta$ が小さい場合には、エンジン回転数の偏差 ΔN が小さく、その偏差 ΔN が第3の関数発生器78の不感帯内の値になる場合には、エンジン回転数が当該低回転数に保たれる。よって、可変容量油圧ポンプ1の入力トルクが大きく、かつエンジン回転数が低いという通常作業に適したモードになる。

【0040】これに対して、モード選択スイッチ58が低負荷時に大ポンプ流量が要求される作業に適した第2のモード側に切換えられ、目標トルク演算部101に備えられた切換器101e、101fが共に接点b側に切換わり、第1の関数発生器101aから第2の関数発生器101bに設定された第2の目標トルク T_{r2} よりも小さな第1の目標トルク T_{r1} が取り出されると共に、第3の関数発生器101cから第4の関数発生器101dに設定された第2の基準回転数 N_{s2} よりも小さな第1の基準回転数 N_{s1} が取り出される。また、これと同時に、エンジン回転数制御回路70に備えられた切換器74も接点b側に切換わり、第1の関数発生器71から第2の関数発生器72に設定された第2の目標回転数 N_{x2} よりも高い第1の目標回転数 N_{x1} が取り出される。

【0041】この場合には、目標トルク演算部101で演算される目標トルク指令値 T_{po} は、 $T_{r2} > T_{r1}$ 、 $N_{s2} > N_{s1}$ の関係からモード選択スイッチ58が通常作業に適した第1のモード側に切換えられた場合に比べて小さくなるために、可変容量油圧ポンプ1の入力トルクが小さくなる。一方、エンジン回転数制御回路70は、第1の関数発生器71から取り出された第1の目標回転数 N_{x1} からパルスモータ28の回転信号を求めるが、 $N_{x2} < N_{x1}$ の関係にあるので、現在のガ

バナレバー位置 $N\theta$ が大きい場合にはエンジン回転数の偏差 ΔN が小さく、その偏差 ΔN が第3の関数発生器78の不感帯内の値にある場合には、エンジン回転数が当該高回転数に保たれる。また、現在のガバナレバー位置 $N\theta$ が小さい場合には、エンジン回転数の偏差 ΔN が大きかつそれが正の値となり、その偏差 ΔN が第3の関数発生器78の不感帯を超える値である場合には、パルスモータ28に逆回転の信号が供給されてエンジン回転数が上昇する。よって、可変容量油圧ポンプ1の入力トルクが小さく、かつエンジン回転数が高いという低負荷時に大ポンプ流量が要求される作業に適したモードになる。

【0042】したがって、本実施例の油圧建設機械は、可変容量ポンプ1を大容量化したり通常作業時におけるエンジン回転数を高めに設定することなく、低負荷時に多量のポンプ流量が必要な破砕等の作業を行うことができ、多機能かつ高性能の建設機械を安価に提供できると共に、通常作業時における燃料消費率の低減、ヒートバランスの改善、それに騒音を低減等を図ることができる。

【0043】〈第2実施例〉次に、図5により、本発明の第2実施例を説明する。第2実施例に係る油圧建設機械は、ガバナレバー位置（目標回転数；ポテンシオメータ55の出力信号）に応じて入力トルク制御の際のスピードセンシング特性を変更するようにしたことを特徴とする。

【0044】図5は本実施例に係る油圧建設機械に備えられる目標トルク演算部の構成図であって、同図に示すように、本例の目標トルク演算部111は、2つの関数発生器111a、111bと、偏差器111cと、補正トルク演算部111dと、加算器111eとを有している。

【0045】上記2つの関数発生器111a、111bには、ポテンシオメータ55で検出されたガバナレバー位置 $N\theta$ がそれぞれ入力される。第1の関数発生器111aは、入力されたガバナレバー位置 $N\theta$ に応じて図示の特性を有する目標トルク T_r を出力する。これに対して、第2の関数発生器111bは、入力されたガバナレバー位置 $N\theta$ に応じて図示の特性を有する基準回転数 N_s を出力する。すなわち、ガバナレバー位置 $N\theta$ の値が予め定められた特定の値よりも大きい場合には、第1の関数発生器111aから出力される目標トルク T_r が大きくなり、かつ第2の関数発生器111bから出力される基準回転数 N_s も大きくなる。これに対して、ガバナレバー位置 $N\theta$ の値が予め定められた特定の値よりも小さい場合には、第1の関数発生器111aから出力される目標トルク T_r が小さくなり、かつ第2の関数発生器111bから出力される基準回転数 N_s も小さくなる。

【0046】したがって、ガバナレバー位置 $N\theta$ の値が上記特定の値よりも大きい場合には、第1実施例の油圧

10

20

30

40

50

建設機械において、モード選択スイッチ58が通常作業に適した第1のモード側に切換えられた場合と同様に、目標トルク演算部111から出力される目標トルク T_p が大きくなって可変容量油圧ポンプ1の入力トルクが大きくなり、反対にガバナレバー位置 $N\theta$ の値が上記特定の値よりも小さい場合には、第1実施例の油圧建設機械において、モード選択スイッチ58が低負荷時に大ポンプ流量が要求される作業に適した第2のモード側に切換えられた場合と同様に、目標トルク演算部111から出力される目標トルク T_p が小さくなって可変容量油

圧ポンプ1の入力トルクが小さくなる。
 【0047】その他の部分については、前出の図1、図2、図4に示される装置と同様に構成される。すなわち、コントローラ50に備えられたエンジン回転数制御回路70(図4参照)からは、モード選択スイッチ58が通常作業時に適した第1のモード側に切換えられたとき、第2の関数発生器72から第1の関数発生器71に設定された第1の目標回転数 N_x よりも低い第2の目標回転数 N_x が取り出され、エンジン回転数が低く保たれる。一方、モード選択スイッチ58が破碎作業などの低負荷時に大ポンプ流量が要求される作業に適した第2のモード側に切換えられたときには、エンジン回転数制御回路70から第1の関数発生器71から第2の関数発生器72に設定された第2の目標回転数 N_x よりも高い第1の目標回転数 N_x が取り出され、エンジン回転数が高く保たれる。

【0048】よって、ガバナレバー位置 $N\theta$ の値を上記特定の値よりも大きく設定すると共に、モード選択スイッチ58を第1のモード側に切換えることによって、可変容量油圧ポンプ1の入力トルクが大きかつエンジン回転数が低いという通常作業に適したモードになる。また、ガバナレバー位置 $N\theta$ の値を上記特定の値よりも小さく設定すると共に、モード選択スイッチ58を第2のモード側に切換えることによって、可変容量油圧ポンプ1の入力トルクが小さかつエンジン回転数が高いという低負荷時に大ポンプ流量が要求される作業に適したモードになり、上記第1実施例に係る油圧建設機械と同様の効果を奏することができる。

【0049】〈第3実施例〉本実施例は、図6に示すように、低負荷時に多量のポンプ吐出流量が要求される作業を検出する作業検出手段を設け、自動的に第1のモード又は第2のモードのいずれかを選択するようにしたことを特徴とする。

【0050】作業検出手段は、バケット用油圧シリンダ21aへの圧油の流れを制御する制御弁20aの一方のパイロットポート20cに供給されるパイロット圧が、所定値以上となったときにオン信号を出力する圧力スイッチ101で、モード選択スイッチ58に代え、圧力スイッチ101からの信号をコントローラ50に入力するようになっている。それ以外は、前述した第1実施例と

同様に構成される。なお、パイロットポート20cに所定値以上のパイロット圧が供給された場合、制御弁20aは図6の左方側に弁位置を変え、バケット用油圧シリンダ21aのボトム側に圧油を導き、図示しないバケットをクラウド側に動作させる。

【0051】コントローラ50は、圧力スイッチ101からの信号に応じて、通常作業に適した第1のモード、あるいは低負荷時に大ポンプ流量が要求される第2のモードを選択し、それに応じたポンプ入力トルク及びエンジン回転数を出力する。前述したように、バケットクラウド作業時には、通常、低負荷であっても動作速度を速めるために多量のポンプ流量が必要となり、コントローラ50は、圧力スイッチ101からの信号がオンの場合には第2のモードを、オフの場合には第1のモードを選択する。したがって、上記第1及び第2実施例に係る油圧建設機械と同様の効果を自動的に発揮させることができる。

【0052】

【発明の効果】以上説明したように、本発明によると、通常作業時には、低いエンジン回転数と大きいポンプ入力トルクとを組み合わせた第1のモードを割り当て、低負荷時に多量のポンプ流量が必要な破碎等の作業時には、高いエンジン回転数と小さいポンプ入力トルクとを組み合わせた第2のモードを割り当ててエンジン回転数及びポンプ入力トルクを制御するようにしたので、可変容量ポンプを大容量化したり、通常作業時におけるエンジン回転数を高めに設定することなく、低負荷時に多量のポンプ流量が必要な破碎等の作業を行うことができる。よって、多機能かつ高性能の建設機械を安価に提供できると共に、通常作業時における燃料消費率を良くすることができ、燃料消費率の改善に伴ってエンジン冷却水への放熱量が小さくなるためにヒートバランスを良くすることができ、さらには、エンジン回転数の低減に伴って騒音を低減することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】第1実施例に係る油圧建設機械の構成図である。

【図2】第1実施例に係る油圧建設機械に備えられる傾転角制御回路の回路図である。

【図3】第1実施例に係る目標トルク演算部の回路図である。

【図4】第1実施例に係る油圧建設機械に備えられるエンジン回転数制御回路の回路図である。

【図5】第2実施例に係る目標トルク演算部の回路図である。

【図6】第3実施例に係る油圧建設機械の構成図である。

【図7】油圧建設機械に搭載されるエンジンの特性図である。

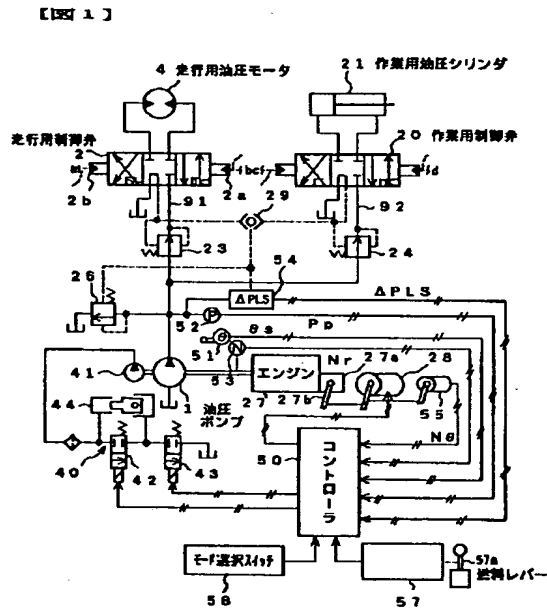
【図8】油圧建設機械に搭載される可変容量油圧ポンプ

の特性図である。

【符号の説明】

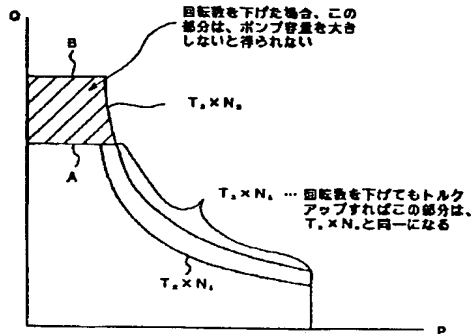
- 1 可変容量油圧ポンプ
- 4, 21 アクチュエータ
- 27 エンジン
- 27a ガバナ
- 27b ガバナレバー
- 40 傾転角制御装置
- 44 レギュレータ
- 50 コントローラ
- 55 モード選択スイッチ
- 60 傾転角制御回路

【図1】



【図8】

【図8】



* 70 エンジン回転数制御回路

71, 72, 78 関数発生器

74 切換器

77 偏差器

100 トルク制御部

101 目標トルク演算部

101a~101d 関数発生器

101e, 101f 切換器

101g 偏差器

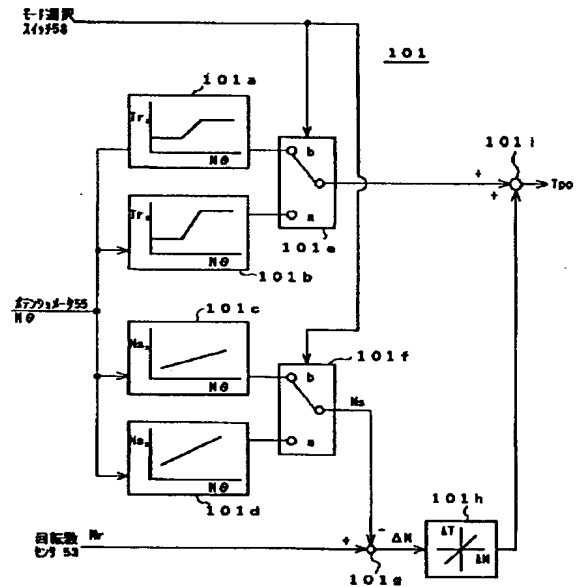
101h 補正トルク演算部

101i 加算器

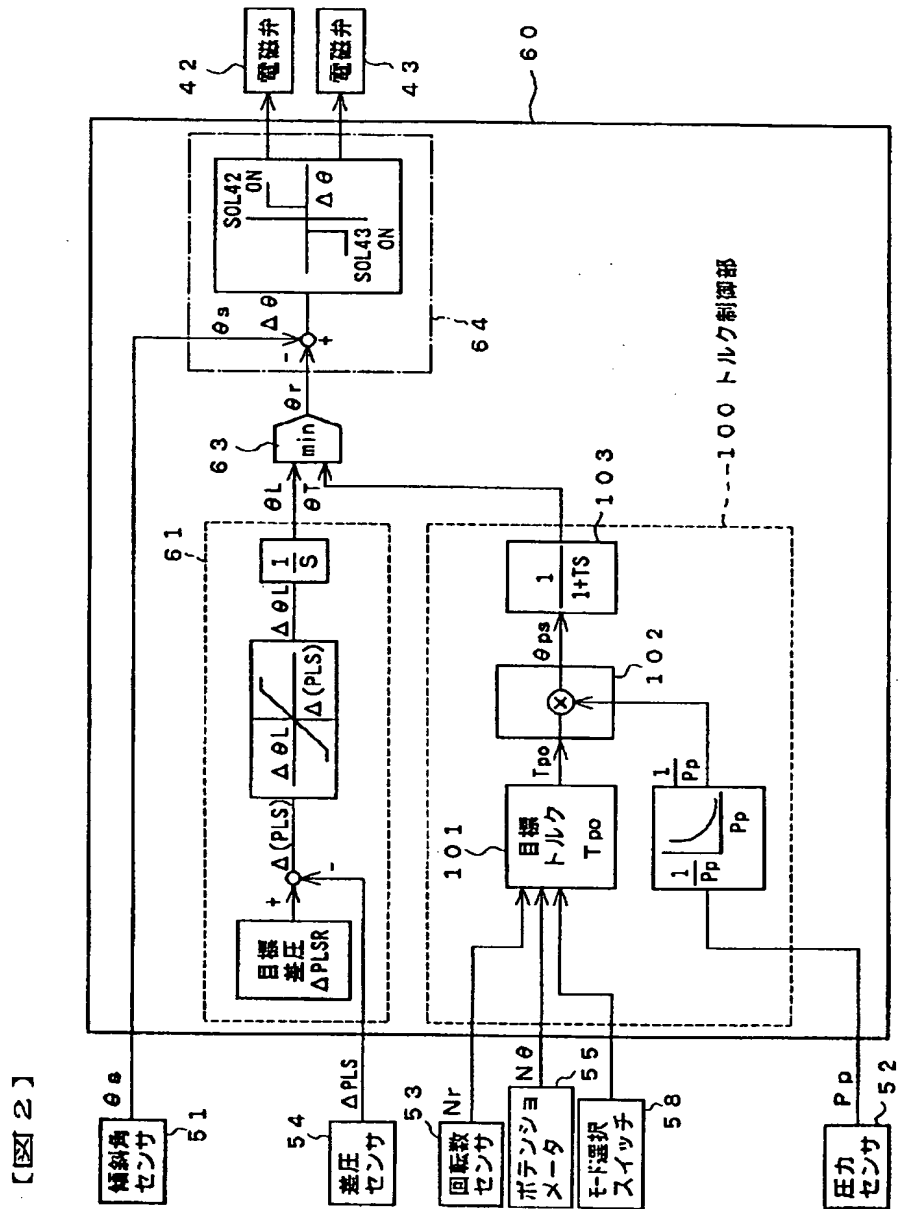
*

【図3】

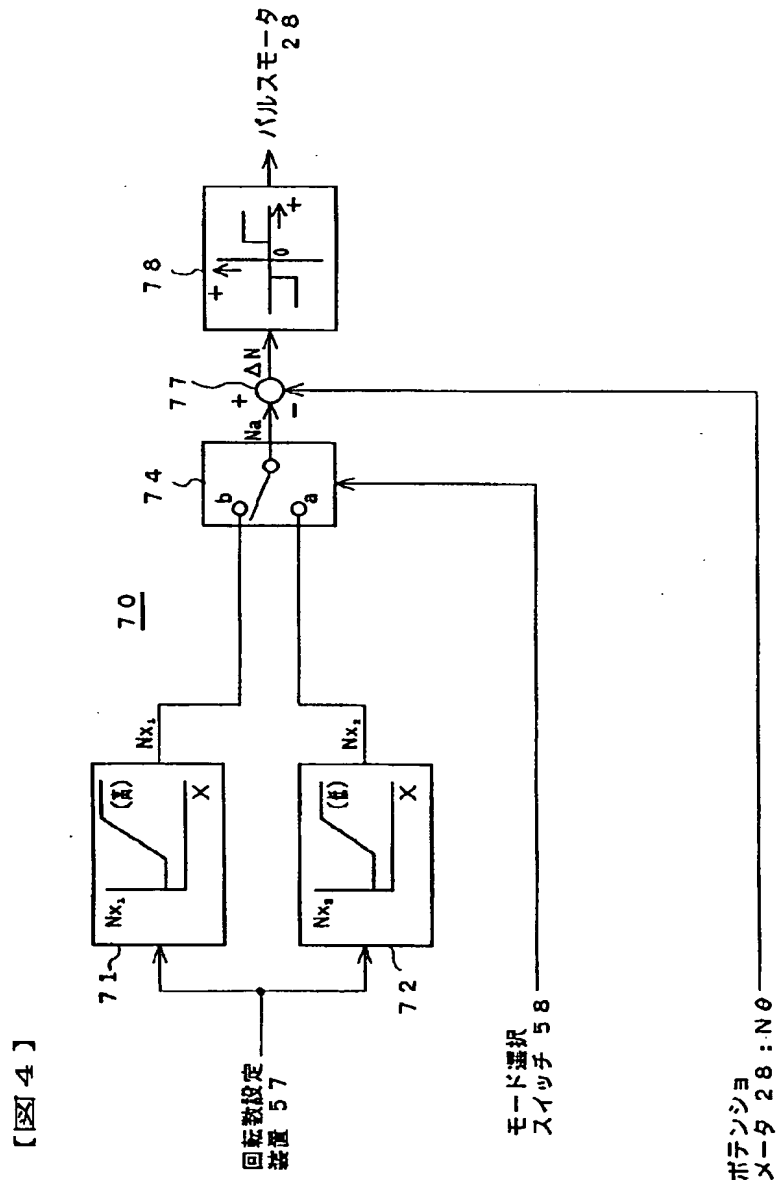
【図3】



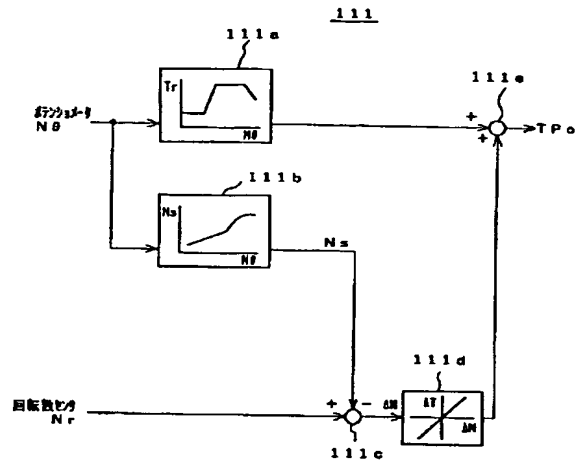
【図2】



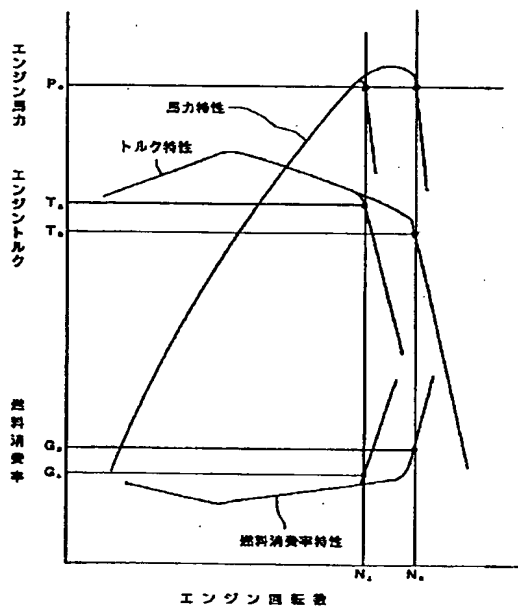
【図4】



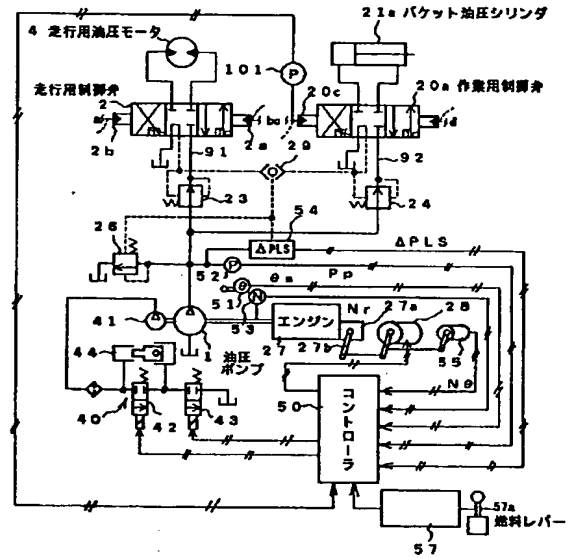
【図5】



【図7】



【図6】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.⁶
F 04 B 49/00
F 15 B 11/00

識別記号 341
弁内整理番号

F I

技術表示箇所